

РАСЧЕТ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

При проектировании коробки передач:

а) определяют число ступеней и передаточные числа, которые обеспечивают мотоциклу необходимые тяговые качества в заданных условиях эксплуатации;

б) рассчитывают ее на прочность, жесткость и износ.

Определение числа ступеней и передаточных чисел коробки передач было рассмотрено в § 117.

§ 134. РАСЧЕТ ШЕСТЕРЕН

Расчет шестерен заключается в подборе основных параметров зацепления, числа зубьев при известных передаточных числах и в проверке шестерен на прочность и износ.

В мотоцикlostроении применяют шестерни с зубьями, имеющими эвольвентный профиль. Размер зубьев характеризуется модулем m зацепления.

В английской и американской промышленности размер зубьев характеризуется не модулем, а питчем p . Соотношение между ними выражается формулой

$$p = \frac{25,4}{m}.$$

В коробках передач мотоциклов применяют шестерни с $m = 1,5 \div 3$ мм, или $p = 9 \div 17$.

В большинстве случаев угол зацепления шестерен равен 20° ; нормальная высота зуба равна $2,2 m$. При этом высота h' головки зуба равна m , а высота h'' ножки зуба $1,2 m$. Значительное количество коробок передач имеет только прямозубые шестерени. Однако на тяжелых мотоциклах и мотоциклах высокой проходимости шестерни высших передач выполняют косозубыми. У мотоциклов высокой проходимости, кроме того, косозубые шестерни используют в дополнительной понижающей передаче (демультипликаторе).

Основные размеры некорригированных прямозубых шестерен определяют по следующим формулам:

диаметр делительной (начальной) окружности

$$D_0 = mz;$$

где z — число зубьев;

диаметр окружности выступов при высоте зуба $h = 2,2 m$

$$D' = m(z + 2);$$

диаметр окружности впадин

$$D'' = m(z - 2,4).$$

Подбор чисел зубьев шестерен по заданным передаточным числам. Для удешевления производства все шестерни коробок передач большинства мотоциклов изготовляют с одинаковым модулем. Поэтому, задавшись передаточными числами (по аналогии с существующими конструкциями), кинематической схемой, модулем и расстояниями между центрами, ориентировочно подбирают зубья шестерен. Минимальное количество зубьев должно быть не менее 10. Основное условие для расчета — равенство суммы чисел зубьев парных шестерен для всех передач, т. е. $z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6$ и т. д. Эти равенства необходимы для обеспечения одинакового межцентрового расстояния каждой пары шестерен. Это условие выполнимо, если:

- а) все шестерни имеют одинаковый модуль;
- б) шестерни некорректированные;
- в) шестерни корректированы высотным способом, при котором расстояние между центрами остается неизменным.

У коробок передач, не имеющих прямой передачи (два вала), крутящий момент передается одновременно только через одну пару шестерен. Следовательно, передаточные числа всех передач i_1, i_{II}, i_{III} и i_{IV} будут равны отношениям чисел зубьев ведомых шестерен к числу зубьев ведущих шестерен:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1}; \quad i_{II} = \frac{z_4}{z_3}; \quad i_{III} = \frac{z_6}{z_5}; \quad i_{IV} = \frac{z_8}{z_7}.$$

Задавшись расстоянием A между центрами, модулем m и числом зубьев z_1 ведущей шестерни первой передачи, найдем число зубьев ведомой шестерни первой передачи по формуле

$$z_2 = \frac{2A}{m} - z_1. \quad (265)$$

Расстояние между центрами подбирают так, чтобы z_2 выражалось целым числом. Число зубьев ведущей шестерни второй передачи определяют по формуле

$$z_3 = z_1 \frac{1 + i_1}{1 + i_2} = \frac{z_1 + z_2}{1 + i_2}. \quad (266)$$

Если число зубьев получается дробным, то z_3 округляют до ближайшего целого числа.

Число зубьев z_4 ведомой шестерни второй передачи

$$z_4 = \frac{2A}{m} - z_3. \quad (267)$$

Число зубьев z_5 ведущей шестерни третьей передачи

$$z_5 = z_1 \frac{1 + i_1}{1 + i_3} = \frac{z_1 + z_2}{1 + i_3}. \quad (268)$$

Полученное число также округляют до ближайшего целого. По полученным числам зубьев шестерен уточняют передаточные числа коробки передач.

У коробки передач с прямой передачей (три вала) крутящий момент передается одновременно через две пары шестерен. Следовательно, для четырехступенчатой коробки передач

$$i_1 = \frac{z_2 z_8}{z_1 z_7}; \quad (269)$$

$$i_2 = \frac{z_4 z_8}{z_3 z_7}; \quad (270)$$

$$i_3 = \frac{z_6 z_8}{z_5 z_7}. \quad (271)$$

Как и для коробки без прямой передачи,

$$z_2 = \frac{2A}{m} - z_1.$$

Обозначив передаточное число пары шестерен постоянного зацепления через i_{n3} , имеем

$$i_{n3} = \frac{z_8}{z_7}, \quad (272)$$

или

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} i_{n3}, \quad (273)$$

откуда

$$i_{n3} = i_1 \frac{z_1}{z_2}; \quad (274)$$

$$z_3 = z_1 \frac{i_{n3} + i_1}{i_{n3} + i_2}; \quad (275)$$

$$z_5 = z_1 \frac{i_{n3} + i_1}{i_{n3} + i_3} \quad (276)$$

и, наконец,

$$z_7 = z_1 \frac{i_{n3} + i_1}{i_{n3} (1 + i_{n3})}. \quad (277)$$

Аналогично вышеприведенному расчету, дробные числа зубьев округляют до ближайших целых чисел.

Корригирование шестерен. В большинстве случаев, в мотоцикlostроении применяют зубья с нормальной высотой

($h = 2,2 m$). Отклонения в размерах и форме зуба от нормальных, увеличивающие прочность и износостойкость, называются к о р р е к ц и е й.

В передачах шестернями с малым числом зубьев наблюдается неправильное касание профилей сопряженных зубьев, что характеризуется резкими толчками и при больших окружных скоростях сопровождается шумом. Кроме того, при изготовлении шестерен с малым числом зубьев они подрезаются у основания, что значительно ослабляет зубья. Минимальное число зубьев, исключающее подрезание при угле зацепления 20° и передаточном числе, не превышающем 4, равно 16. Однако уже при $z = 20$ на точности профиля заметно сказываются ошибки изготовления. Чтобы избежать подрезания зубьев и получить нормальное зацепление между шестернями с $z < 18 \div 20$, применяют к о р р и г и р о в а н и е.

Существует несколько методов корригирования, но для коробок передач мотоциклов применяют почти исключительно высотное корригирование, как наиболее простое.

Стандартным режущим инструментом можно выполнить высотное корригирование двумя способами, при которых:

а) стандартное расстояние между центрами остается неизменным;

б) расстояние между центрами увеличивается.

Первый способ заключается в том, что при нарезании двух сопряженных шестерен инструмент получает одинаковое по величине смещение относительно оси заготовки. Для малой шестерни это смещение положительно, т. е. от оси наружу, а для большой — отрицательное, т. е. от оси внутрь. Высота головок зубьев корригированной пары шестерен неодинакова: у малой шестерни она больше, а у большой — меньше. Общая высота зубьев у корригированных шестерен такая же, как и у нормальных.

При применении этого способа сохраняется нормальное расстояние между центрами и угол зацепления корригированной пары остается неизменным.

Следует заметить, что способ высотного корригирования пригоден только для передач с числом зубьев $z_1 + z_2 > 25$ и z_1 малой шестерни более 7. Таким образом, если передаточное число равно или близко к единице, данный способ непригоден. Но в коробках передач приходится прибегать к корригированию при больших передаточных числах, а именно на первой и второй передачах.

Второй способ высотного корригирования с увеличивающимся расстоянием между центрами применяют, когда корригированная малая шестерня находится в зацеплении с нормальной (некорригированной) шестерней. Этим способом пользуются также в том случае, если расстояние A^* между центрами при заданном пере-

* Расчет расстояния между центрами изложен в книге М. П. Козлова, Мелкомодульные зубчатые передачи, Оборонгиз, 1949.

даточном числе должно отличаться от нормального:

$$A = \frac{z_1 + z_2}{2} m.$$

Формула для определения диаметров окружностей выступов цилиндрических прямозубых шестерен, скорректированных этими способами:

малой шестерни

$$D'_1 = (z_1 + 2 + 2\xi) m;$$

большой шестерни

$$D'_2 = (z_2 + 2 - 2\xi) m,$$

где ξ — коэффициент коррекции ($\xi = 0,1 \div 0,9$).

Расчет на прочность цилиндрических прямозубых шестерен коробов передач мотоциклов производится по тем же формулам, что и для коробов передач автомобилей. При расчете по упрощенной формуле напряжение изгиба у основания зуба

$$\sigma = 24 \frac{Ph}{bt^2}, \quad (278)$$

где P — окружная сила на диаметре начальной окружности;

h — высота зуба;

b — длина зуба или ширина зубчатого венца;

t — шаг зацепления.

Формула Льюиса

$$\sigma_1 = \frac{P}{ybt}, \quad (279)$$

где y — коэффициент, учитывающий форму и число зубьев, значения которого приведены ниже.

Напряжения, вычисленные по упрощенной формуле, более завышены, чем по формуле Льюиса, особенно для шестерен с малым числом зубьев.

При выводе формулы Льюиса считают, что окружная сила воспринимается только одним зубом и не учитывают влияния окружной скорости, с возрастанием которой увеличивается динамическая (ударная) нагрузка на зуб.

Динамическая нагрузка на зуб возникает по следующим причинам:

- а) из-за неравномерного крутящего момента двигателя;
- б) при резком изменении крутящего момента двигателя;
- в) при резком торможении;

Число зубьев	y при $\alpha = 20^\circ$	Число зубьев	y при $\alpha = 20^\circ$
10	0,064	22	0,105
11	0,072	23	0,106
12	0,078	24	0,107
13	0,083	25	0,108
14	0,088	26	0,110
15	0,092	27	0,111
16	0,094	28	0,112
17	0,096	29	0,113
18	0,098	30	0,114
19	0,100	33	0,117
20	0,102	34	0,118
21	0,104	36	0,120

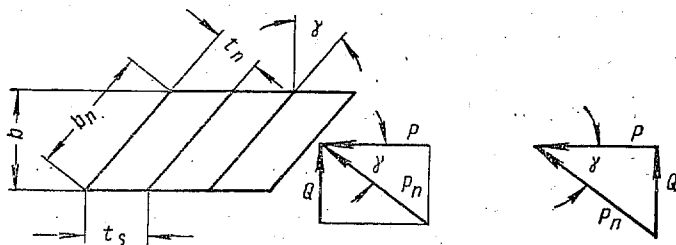
г) вследствие вибрации валов коробки передач;

д) из-за неточности изготовления профиля зуба.

Кроме того, формула не учитывает влияния концентрации напряжений у основания зуба, зависящих от радиуса закругления, а также числа зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Поэтому более точен расчет по формуле Льюиса, в которую введены коэффициенты, учитывающие влияние перечисленных факторов:

$$\sigma_1 = \frac{P}{ybtk_z k_v k_k}, \quad (280)$$

где k_v — коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;
 k_z — коэффициент, учитывающий число зубьев, находящихся одновременно в зацеплении;
 k_k — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений в закруглении у основания зуба.



Фиг. 277. Схема сил, действующих на зубья косозубой шестерни.

Однако для шестерен передач мотоциклов до настоящего времени нет достаточно полных и обоснованных данных по выбору коэффициентов k_v и k_k , поэтому данной формулой не пользуются при расчете шестерен коробок передач мотоциклов, хотя подсчитанные по ней напряжения более близки к действительным напряжениям, испытываемым зубьями шестерен.

Расчет на прочность цилиндрических косозубых шестерен. В отличие от цилиндрических прямозубых шестерен, зубья которых расположены параллельно оси вращения, у косозубых шестерен зубья расположены относительно этой оси под углом γ (фиг. 277).

При этом сила P_n взаимодействия этих зубьев парных шестерен будет направлена по нормали (перпендикулярно) к зубу. Раскладывая силу P_n по двум взаимно перпендикулярным направлениям, получим окружную силу P и осевую (аксиальную) Q .

Косозубые шестерни рассчитывают на прочность по тем же формулам, что и прямозубые. Разница в том, что при расчете косозубых шестерен берут нормальный шаг t_n , измеряемый по нормали к зубу, и действительную длину b_n зуба.

По упрощенной формуле напряжение изгиба у основания зуба

$$\sigma' = \frac{24P_n}{b_n t_n}.$$

Так как

$$b_n = \frac{b}{\cos \gamma}; \quad P_n = \frac{P}{\cos \gamma}, \quad \text{а} \quad t_n = t_s \cos \gamma,$$

$$\sigma' = \frac{24P}{bt_s^2 \cos^2 \gamma}. \quad (281)$$

Формула Льюиса для косозубых шестерен имеет следующий вид:

$$\sigma'_1 = \frac{P_n}{y_n b_n t_n}.$$

Подставляя значения P_n , b_n и t_n , получим

$$\sigma'_1 = \frac{P}{y_n b t_s \cos \gamma}. \quad (282)$$

y_n определяют по теоретическому числу z_n зубьев в нормальном сечении по формуле

$$z_n = \frac{z}{\cos^3 \gamma}.$$

Косозубые шестерни изготовляют таким же режущим инструментом, каким и прямозубые шестерни, поэтому шестерни имеют стандартный нормальный модуль

$$m_n = \frac{t_n}{\pi}.$$

Торцовые модуль m_s и шаг t_s находятся с нормальным и модулем m_n и шагом t_n в следующей зависимости:

$$\frac{t_s}{t_n} = \frac{m_s}{m_n} = \frac{1}{\cos \gamma} \quad \text{или} \quad m_s = \frac{m_n}{\cos \gamma}.$$

Основные размеры шестерен находят по следующим формулам: диаметр делительной окружности

$$D_0 = z m_s = \frac{z m_n}{\cos \gamma};$$

диаметр окружности выступов при высоте зуба — $h = 2,2 m$

$$D' = D_0 + 2h' = \left(\frac{z}{\cos \gamma} + 2 \right) m_n;$$

диаметр окружности впадин

$$D'' = D_0 - 2h'' = \left(\frac{z}{\cos \gamma} - 2,4 \right) m_n;$$

расстояние между центрами

$$A = \frac{(z_1 + z_2)}{2 \cos \gamma} m_n.$$

Определение необходимого модуля шестерен коробки передач. Если известен максимальный крутящий момент двигателя M_m , передаточное число передней передачи i_{nn} , то можно при проектировании коробки передач определить необходимый модуль. Для прямозубых шестерен модуль вычисляют по формуле

$$m = 1,855 \sqrt[3]{\frac{M_m i_{nn}}{y R_b \psi_1 z}}, \quad (283)$$

где M_m — максимальный крутящий момент двигателя в кгсм;
 i_{nn} — передаточное число передней передачи; для мотоциклов с карданной силовой передачей $i_{nn} = 1$;
 y — коэффициент формы зуба;
 R_b — допускаемое напряжение на изгиб; для шестерен, изготовленных из хромоникелевой стали, в среднем $R_b = 4000 \text{ кг/см}^2$,
 $\psi_1 = \frac{b}{m}$ — отношение длины зуба к модулю; для прямозубых шестерен можно принять в среднем $\psi_1 = 6$;
 z — число зубьев шестерен.

Для косозубых шестерен нормальный модуль определяют по формуле

$$m_n = 1,855 \sqrt[3]{\frac{M_m i_{nn} \cos \gamma}{y_n R_b \psi_2 z}}, \quad (284)$$

$\psi_2 = \frac{b}{m_n}$ — отношение ширины шестерени к нормальному модулю; для косозубых шестерен в среднем $\psi_2 = 6$.

Остальные величины указаны в формуле (283).

Полученный модуль округляют до ближайшего стандартного значения.

Расчет шестерен на износ и выбор допускаемых напряжений. Зубья работающих шестерен не только перекатываются, но и скользят рабочими поверхностями один относительно другого.

Скорость скольжения зависит от числа оборотов, диаметра шестерни и от профиля ее зуба. Чем выше окружная скорость шестерни, тем больше скорость скольжения.

При работе шестерен коробки под нагрузкой по линии соприкосновения их зубьев действует значительная сила, вызывающая упругую деформацию сжатия рабочих поверхностей зубьев. Возникающее напряжение сжатия или удельное давление, не должно превышать предела упругости для данного металла. Повышенное удельное

давление вызывает усталость поверхностного слоя зубьев шестерен, в результате чего начинает выкрашиваться металл с рабочей поверхности. Повышенное удельное давление уничтожает масляную пленку на поверхности зуба, что является причиной увеличения износа. На износ зубьев сильно влияет продолжительность зацепления или среднее число τ зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Чем больше это число, тем более плавное зацепление, меньше удельное давление и динамическая нагрузка на зубья. Для косозубых шестерен среднее число зубьев, находящихся в зацеплении, больше, чем у прямозубых. Поэтому ряд мотоциклов с карданной силовой передачей имеет косозубые шестерни высшей (четвертой) передачи. В последнее время косозубыми выполняют шестерни постоянного зацепления коробок передач мотоциклов с цепной силовой передачей.

У косозубых шестерен меньше износ и шум, более плавная работа и большая прочность зубьев.

Продолжительность зацепления возрастает с увеличением числа зубьев малой шестерни, высоты головки зуба и уменьшением угла зацепления α . В коробках передач мотоциклов шестерни преимущественно изготавливают с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$ и нормальной высотой головки зуба $h' = m$.

Для прямозубых шестерен среднее число зубьев τ , находящихся одновременно в зацеплении, берут не менее 1,2. В выполненных коробках передач мотоциклов с прямозубыми шестернями $\tau = 1,2 \div 1,6$, для косозубых шестерен $\tau = 1,8 \div 2,3$.

Износ зуба возрастает по мере увеличения скорости скольжения, удельного давления и уменьшения τ .

До настоящего времени ни в автомобилестроении, ни в мотоцикlostроении нет общепринятого метода расчета зубьев на износ¹. Существующие методы расчета недостаточно экспериментально проверены. Поэтому при выборе допускаемых напряжений необходимо учитывать как прочность, так и износ зубьев шестерен.

В связи с тем что коробки передач автомобилей рассчитывают на значительно больший срок эксплуатации, чем мотоциклов, в ряде случаев допускаемые напряжения выбирают, исходя не из прочности, а из износоустойчивости.

Коробки передач мотоциклов рассчитывают на продолжительность эксплуатации в 3—5 раз меньшую, чем продолжительность эксплуатации коробки передач автомобилей. Поэтому при выборе допускаемых напряжений для шестерен коробок передач мотоциклов прочности придается большее значение, чем в автомобилестроении. Однако при этом не следует забывать об износе зубьев шестерен, что в отдельных случаях имеет место в мотоцикlostроении. Кроме перечисленных, одним из наиболее существенных факторов, определяющих

¹ Метод расчета шестерен на износ подробно изложен в книгах: акад. Е. А. Чудаков а, Расчет автомобиля, Машгиз, 1947; Детали машин, сборник материалов по расчету и конструированию, под ред. д-ра техн. наук Н. С. Ачеркана, кн. 1 и 2, Машгиз, 1954.

износ зубьев шестерен коробок передач, является процент использования данной передачи в нормальных условиях эксплуатации мотоцикла.

В существующих легких мотоциклах-одиночках напряжения в зубьях шестерен коробок передач выше, чем у тяжелых мотоциклов с колясками. В табл. 13 приведены напряжения в зубьях шестерен коробок мотоциклов разных типов (по формуле Льюиса).

Напряжения в зубьях шестерен мотоциклов в $кг/см^2$

Таблица 13

Тип мотоцикла	Шестерни				
	Постоянного зацепления	Передачи			
		Четвертая	Третья	Вторая	Первая
Легкие и средние с цепной силовой передачей	9000—1300		6100—1800	7500—2000	9300—3600
Тяжелые с цепной силовой передачей	7200—3200		2700—1400	3200—1500	5350—2450
Тяжелые с карданной силовой передачей		1650—1400	2300—1950	3200—3100	4700—3700

Из таблицы следует, что выбор допускаемых напряжений в зубьях шестерен коробок передач не всегда оправдан. Примером этого могут служить верхние пределы напряжений в зубьях коробок передач легких и средних мотоциклов с цепной силовой передачей, у которых напряжение в зубьях шестерен постоянного зацепления в ряде случаев превышает напряжения в зубьях шестерен остальных передач. Шестерни постоянного зацепления в коробках передач автомобилей имеют наименьшие напряжения, так как больше используются, чем шестерни других передач.

Наиболее правильно выбраны напряжения у шестерен коробок передач мотоциклов с карданной силовой передачей. Окружные скорости шестерен коробок передач мотоциклов с цепной силовой передачей ниже, чем у мотоциклов с карданной силовой передачей, поэтому износ зубьев шестерен меньше, а следовательно допустимы более высокие напряжения.

Исходя из вышеизложенного, для шестерен коробок передач мотоциклов можно рекомендовать напряжения, приведенные в табл. 14 (по формуле Льюиса).

Таблица 14

Рекомендуемые напряжения в шестернях коробок передач мотоциклов в кг/см²

Тип мотоцикла	Шестерни				
	Постоянного зацепления	Передачи			
		Четвертая ¹	Третья	Вторая	Первая
Легкие и средние с цепной силовой передачей	3500—2000	3500—2000	5000—3500	6000—4500	7000—6000
Тяжелые с карданной силовой передачей	—	2500—1500	3500—2000	4000—3000	5000—4000

¹ Для четырехступенчатых коробок передач — без прямой передачи.

Шестерни коробок передач изготовляют из хромоникелевых сталей типа 12ХН3 или 12ХН2, подвергаемых цементации или цианированию и закалке до твердости $H_{RC} = 58 \div 62$.

§ 135. РАСЧЕТ ВАЛОВ

Валы коробки передач передают крутящий момент и изгибаются под влиянием сил, действующих на шестерени перпендикулярно к осям валов. Крутящий M_k и изгибающий $M_{из}$ моменты изменяются при включении той или иной передачи.

Напряжения в валах коробки передач зависят от подводимого к ней крутящего момента, передаточных чисел, расстояния между шестернями и опорами коробки. Следовательно, напряжения в валах зависят от кинематической схемы и конструкции коробки передач.

Коробки передач мотоциклов с карданной силовой передачей, не имеющие прямой передачи, как было отмечено в § 33, в большинстве случаев выполняют по кинематической схеме, приведенной на фиг. 100, г.

Крутящий момент, подводимый к первичному валу коробки передач, равен крутящему моменту двигателя. Валы рассчитывают на момент M_k , не равный максимальному моменту M_m .

Крутящий момент, действующий на вторичный вал, зависит от включенной передачи:

для первой передачи

$$M_k = M_m i_1;$$

для второй передачи

$$M_{к_2} = M_n i_2;$$

для третьей передачи

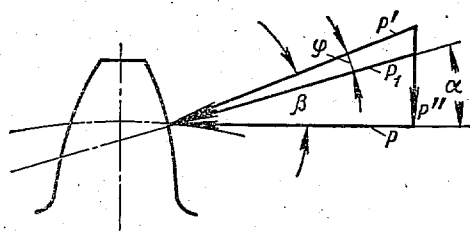
$$M_{к_3} = M_m i_3; \quad (285)$$

для четвертой передачи

$$M_{к_4} = M_m i_4,$$

где i_1, i_2, i_3 и i_4 — передаточные числа, соответствующие первой, второй, третьей и четвертой передачам.

Окружные силы, действующие на шестерни той или иной передачи,



$$P = \frac{2M_m}{D_0}, \quad (286)$$

где D_0 — диаметр начальной окружности данной шестерни.

Сила P_1 давления зуба ведущей шестерни на зуб ведомой действует по линии зацепления, образующей с касательной к начальной окружности угол зацепления α (фиг. 278).

Фиг. 278 Схема сил, действующих на зуб прямозубой шестерни.

Вследствие наличия силы трения между рабочими поверхностями зубьев сила давления зубьев отклоняется от линии зацепления на угол трения φ (приблизительно 5°). Обозначив $\alpha + \varphi = \beta$ и разлагая силу P' по двум взаимно перпендикулярным направлениям, получаем две силы: окружную P и силу P'' .

Результирующую силу P' можно определить из силового треугольника $P' = \frac{P}{\cos \beta}$. Сила P'' , действующая по радиусу шестерен и стремящаяся раздвинуть валы, равна $P \operatorname{tg} \beta$. Так как для шестерен коробок передач мотоциклов угол зацепления $\alpha = 20^\circ$ и угол трения $\varphi = 5^\circ$, то угол $\beta = 25^\circ$. Отсюда .

$$P'' = 0,466 P. \quad (287)$$

Для расчета валов коробки передач на прочность и подбора подшипников необходимо определить опорные реакции.

Определение опорных реакций и напряжений в валах коробки передач мотоцикла с карданной силовой передачей. Первичный вал имеет две опоры: A (фиг. 279) и B . На нем расположена прямозубая ведущая шестерня одной из передач коробки. Через оси обоих валов коробки проведем вертикальную плоскость.

На ведущую шестерню первичного вала, которая передает крутящий момент парной шестерне вторичного вала, работающей на той или иной передаче, действуют силы: в горизонтальной плоскости окружная сила P и в вертикальной — радиальная сила P'' .

Сумма моментов относительно опоры B в горизонтальной плоскости

$$R_{A_y}(a+b) - Pb = 0;$$

$$R_{A_y} = \frac{Pb}{a+b},$$

где a — расстояние от середины зуба до опоры A ;
 b — расстояние от середины зуба до опоры B .

Сумма моментов относительно опоры B вертикальной плоскости

$$R_{A_x}(a+b) - P''b = 0;$$

$$R_{A_x} = \frac{P''b}{a+b} = \frac{0,466Pb}{a+b}.$$

Результирующая реакция опоры A

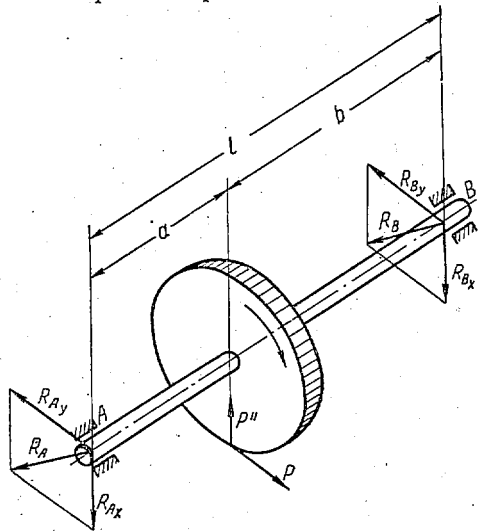
$$R_A = \sqrt{R_{A_x}^2 + R_{A_y}^2}.$$

Так как $a+b=l$ — расстоянию между опорами, то

$$R_A = \sqrt{\left(\frac{P''b}{l}\right)^2 + \left(\frac{Pb}{l}\right)^2}. \quad (288)$$

Если угол α зацепления шестерен равен 20° , то

$$R_A = 1,11 \frac{Pb}{l}. \quad (289)$$



Фиг. 279. Схема сил, действующих на первичный вал коробки без прямой передачи мотоцикла с карданной силовой передачей.

Аналогично находим результирующую реакцию опоры B

$$R_B = \sqrt{R_{B_x}^2 + R_{B_y}^2} = \sqrt{\left(\frac{P''a}{l}\right)^2 + \left(\frac{Pa}{l}\right)^2}. \quad (290)$$

Если угол α зацепления шестерен равен 20° ,

$$R_B = 1,11 \frac{Pa}{l}. \quad (291)$$

Реакции опор вторичного вала определяют аналогично первичному валу.

Чаще шестерни высшей ступени (четвертой) коробок передач мотоциклов с карданной силовой передачей выполняют косозубыми. В этом случае расчет опорных реакций более сложный, так как появляется дополнительная сила, действующая вдоль оси вала.

На фиг. 280 приведена схема сил, действующих на зуб к о с о з у б о й ш е с т е р н и. Здесь P — окружная сила, а P_n — сила да-

вления зубьев, действующая нормально к зубу в плоскости касательной начальным окружностям шестерен.

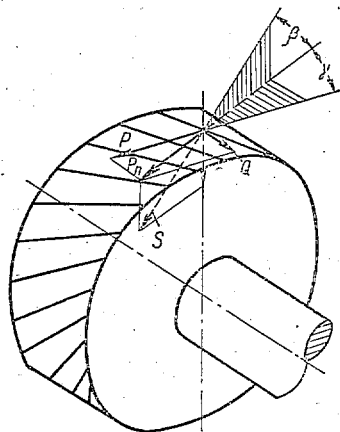
Как и в прямозубых шестернях, результирующая сила S отклонена от силы P_n на угол $\beta = \alpha + \varphi$ и расположена в плоскости, нормальной к поверхности зуба.

Сила

$$P_n = \frac{P}{\cos \gamma},$$

где γ — угол наклона зуба относительно оси вращения.

Силу S можно определить из силового треугольника:



но

$$S = \frac{P_n}{\cos \beta},$$

$$P_n = \frac{P}{\cos \gamma},$$

тогда

$$S = \frac{P}{\cos \beta \cos \gamma}. \quad (292)$$

Разложим силу S на три силы: P , Q и R . Окружную силу P находят по формуле

$$P = \frac{2M_k}{D_0}. \quad (293)$$

Осевую (аксиальную) силу Q вычисляют, пользуясь силовым треугольником, по формуле

$$Q = P \operatorname{tg} \gamma. \quad (294)$$

Фиг. 280. Полная схема сил, действующих на зуб косозубой шестерни.

Радиальную силу R определяют из силового треугольника (фиг. 280):

$$R = P_n \operatorname{tg} \beta.$$

Так как

$$P_n = \frac{P}{\cos \gamma},$$

то

$$R = \frac{P}{\cos \gamma} \operatorname{tg} \beta. \quad (295)$$

Опорные реакции в плоскости xox для первичного вала, на котором размещены косозубые шестерни (фиг. 281), равны

$$R_{Bx} = \frac{Ra - Q \frac{D_0}{2}}{l};$$

$$R_{Ax} = \frac{Rb + Q \frac{D_0}{2}}{l}.$$

Опорные реакции в плоскости $yoу$

$$R_{By} = \frac{Pa}{l}; \quad R_{Ay} = \frac{Pb}{l}.$$

Результирующая реакция опоры А

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \frac{1}{l} \sqrt{\left(Rb + Q \frac{D_0}{2}\right)^2 + (Pb)^2}. \quad (296)$$

Результирующая реакция опоры В

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \frac{1}{l} \sqrt{\left(Ra - Q \frac{D_0}{2}\right)^2 + (Pa)^2}. \quad (297)$$

Аналогичным образом находят опорные реакции вторичного вала.

Изгибающий момент в расчетном сечении определяют по формуле

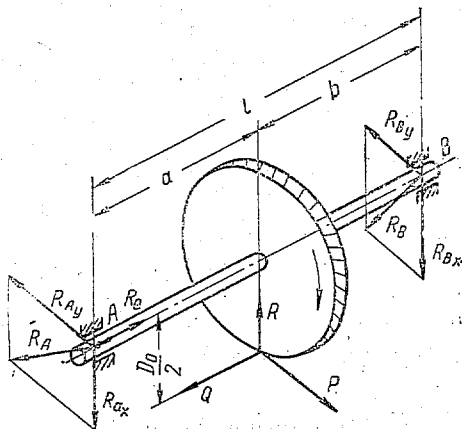
$$M_{изг} = R_x x, \quad (298)$$

где R_x — опорная реакция;
 x — расстояние от опоры до шестерни.

Результирующий момент

$$M_{рез} = \sqrt{M_{изг}^2 + M_{к.}^2}. \quad (299)$$

Напряжение в опасном сечении вычисляют по формуле



Фиг. 281. Схема сил, действующих на первичный вал коробки с косозубыми шестернями без прямой передачи.

$$\sigma = \frac{M_{рез}}{W}; \quad (300)$$

здесь $W = \frac{\pi D^3}{32}$ — момент сопротивления вала на изгиб; для полого вала

$$W = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32},$$

где D — диаметр расчетного сечения вала;
 d — диаметр отверстия.

Для шлицевых валов за расчетный диаметр принимают внутренний диаметр шлицев.

Валы коробок передач выполняют из легированных цементуемых сталей. Валы коробок передач всех отечественных мотоциклов изготовляют из стали 12ХН3 или 12ХН2, цементуют или цианируют на глубину 0,15—0,8 мм в зависимости от сечения шлицев вала и закали-

вают до твердости $R_C = 58 \div 62$. Результирующее напряжение выбирают в зависимости от жесткости вала, поэтому для длинных валов запас прочности берут в пределах 5—10 по отношению к пределу упругости. Для коротких валов допускаются более высокие напряжения. Чтобы обосновать выбранное напряжение, требуется провести расчет вала на прогиб.

Прогиб валов коробок передач. При недостаточной жесткости валы коробки передач значительно прогибаются, что увеличивает напряжение и износ зубьев шестерен и повышает шум. Наиболее вредное влияние оказывает прогиб валов в плоскости, проходящей через их оси (плоскость *хох*), так как при этом изменяется расстояние между центрами, ухудшающее зацепление. Вследствие того что прогиб валов изменяется в процессе работы, создаются дополнительное скольжение зубьев и динамическая нагрузка на них.

Прогиб валов измеряют в плоскости шестерен, находящихся в зацеплении. Для кинематической схемы коробки передач, приведенной на фиг. 100, *г*, опасен прогиб валов на третьей и особенно второй передачах, так как шестерни этих передач находятся от опор на большем расстоянии, чем шестерни первой и четвертой передач.

Для прямозубых шестерен расчетной является сила

$$P'' = 0,466P.$$

Стрелу прогиба находят по формуле (фиг. 282)

$$y = \frac{0,466Pa^2b^2}{3IEJ}, \quad (301)$$

где $J = 0,05 D_{\text{вн}}^4$ — момент инерции сечения сплошного вала, имеющего внутренний диаметр шлицев, равный $D_{\text{вн}}$;

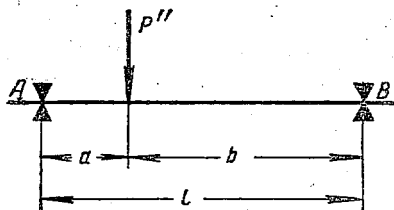
E — модуль упругости, равный $2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$. Для полого вала (первичный вал)

$$J = 0,05 (D_{\text{вн}}^4 - d^4),$$

где d — диаметр отверстия.

Прогиб не должен превышать $0,2 \text{ мм}$.

Выбор подшипников. Валы коробок передач устанавливают почти исключительно на шариковых и роликовых подшипниках. Подшипники скольжения применяют в большинстве случаев на мотоциклах с цепной силовой передачей, имеющих прямую передачу, для опоры первичного вала во вторичном валу. Однако и здесь особенно на гоночных мотоциклах, используют игольчатые подшипники. Подшипники качения выбирают по каталогам заводов, которые изготовляют эти подшипники.



Фиг. 282. Схема для определения стрелы и прогиба вала.